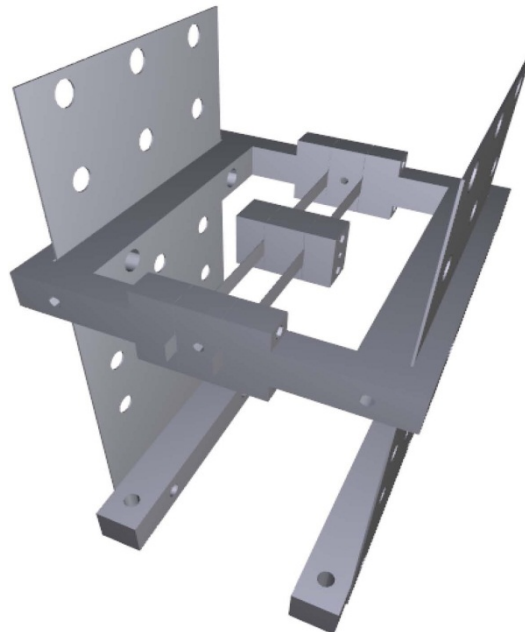




CONCEPTION D'UN SYSTEME NON-LINEAIRE POUR ABSORPTION DES VIBRATIONS

LISMMA
Supméca Paris



David RÁBANO ALONSO (Supméca Paris 2^{ème} année) Stage Assistant Ingénieur
LISMMA (Laboratoire d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques et des Matériaux)
Septembre 2011 – Janvier 2012
Maître de Stage : Gaël CHEVALLIER / ELISA RUIZ NAVAS

SOMMAIRE

1	INTRO	1
1.1	Objectifs du Stage	1
1.2	Bibliographie	1
2	EXPERIMENTATION	7
2.1	Etouffeur Dynamique Linéaire.....	7
2.1.1	Comportement en régime linéaire.....	7
2.1.2	Adjonction d'une butée à chaque coté.....	10
2.1.3	Limites de l'utilisation du moteur	14
2.2	Utilisation du Pot Vibrant.....	14
2.2.1	Description.....	14
2.2.2	Paramètres de travail	15
2.2.3	Résultats.....	18
2.2.4	Analyse des résultats.	26
2.3	Limites de notre système expérimental. Besoin de concevoir un autre.	26
3	CONCEPTION.....	28
3.1	Nouveau NES	28
3.1.1	Cahier Des Charges.....	28
3.1.2	Modification du Système Expérimental.	28
3.2	Application technique : Avion Fouga Magister.	34
	ANEXE A. Schéma 3D du nouveau système.....	35
	ANEXE B. Configuration expérimentale du nouveau système.....	36

1 INTRO

1.1 Objectifs du Stage

L'objectif principal du Stage Assistant Ingénieur réalisé au laboratoire LISMMMA Vibroacoustique (SUPMECA Paris) était de concevoir un système non linéaire d'absorption des vibrations (2 degrés de liberté), à partir d'un ancien banc d'essais. Pour l'exécution de ce projet, les étapes suivantes ont été nécessaires :

- Théorie des systèmes non linéaires.
- Essais expérimentaux avec des solutions non linéaires.
- Conception du nouveau système.

1.2 Bibliographie

Dans l'ingénierie, l'absorption des vibrations a été très étudiée. Elle est utilisée dans des nombreux domaines comme l'automobile (absorption des vibrations du bloc moteur, roues...) ou le génie civil et l'architecture (séismes, vent...)

Les étouffeurs dynamiques sont très courants. Ils consistent uniquement en une masse attachée au système vibrant. De cette manière les étouffeurs dynamiques linéaires absorbent un pourcentage de la vibration du système. Un exemple spectaculaire est le gratte-ciel *Taipei 101* à Taipei (Taiwan) avec 101 étages et une masse du TMD de 730 tonnes Fig.1.1.



Fig.1.1: TMD du Taipei 101. On distingue les amortisseurs hydrauliques en bas.

Mais le principal problème qui présente les étouffeurs dynamiques c'est le petit spectre de fréquence dans lequel ils obtiennent une réduction significative de l'amplitude. Ceci peut être illustré par un système 2DDL comme :

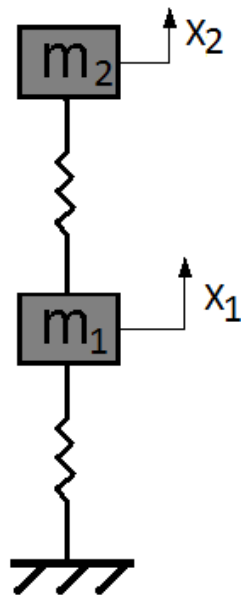


Fig.1.2: Système 2DDL.

Dont le spectre montre Fig.1.3:

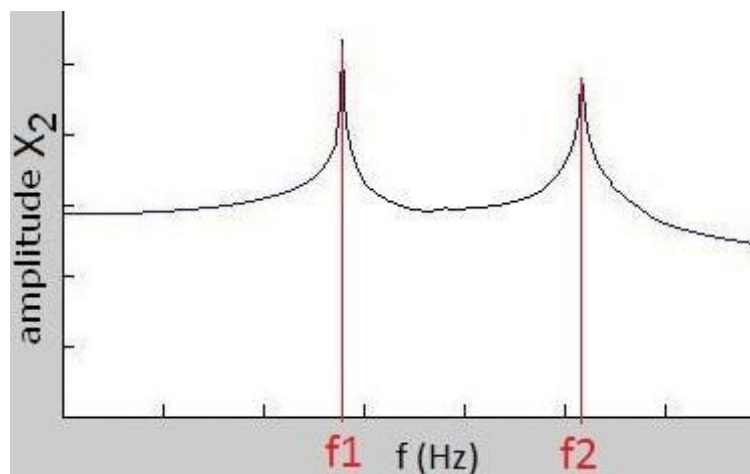


Fig.1.3: FRF d'un système linéaire 2DDL. f_1 et f_2 sont les fréquences propres du système.

Avec une solution linéaire d'absorption des vibrations on peut atteindre:

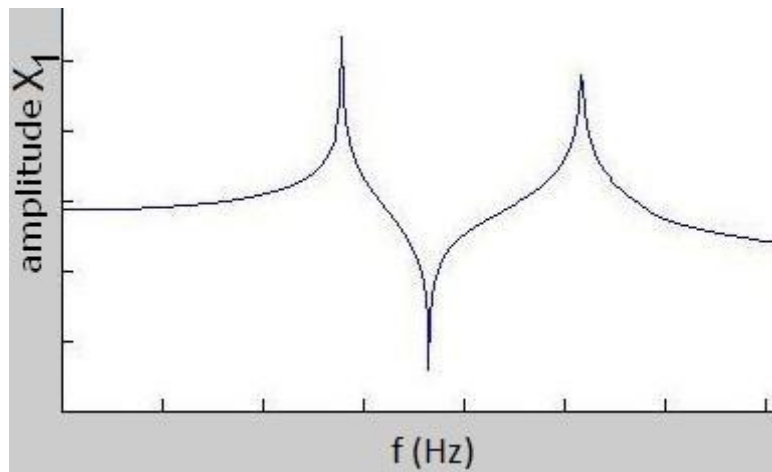


Fig.1.4: FRF d'un système linéaire 2DDL avec absorption des vibrations. Le minimum d'amplitude se produit à la fréquence d'antirésonance.

Comme le montre la *Fig.1.4* l'éteuffeur dynamique permet de réduire l'amplitude des vibrations autour de la fréquence d'antirésonance.

L'étape suivante dans le développement des absorbeurs des vibrations est de réduire l'amplitude sur un plus grand spectre de fréquences *Fig.1.5*.

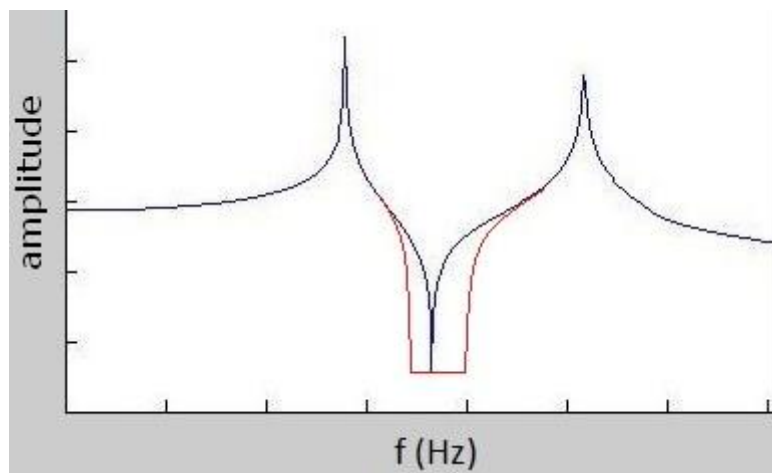


Fig.1.5: réduction d'amplitude dans un spectre plus grand.

Il a été démontré que des solutions technologiques impliquant systèmes non linéaires atteignent une excellente performance dans l'absorption. Cette performance les rend intéressant à étudier pour l'ingénierie.

La solution ajoutée au système principal afin de réduire l'amplitude de ses vibrations est connu comme NES (NonLinear Energy Sink). Probablement la solution technologique la plus facile et illustrative sont les NES impliquant un oscillateur de Duffing.

Un oscillateur de Duffing non-amorti a la forme :

$$m\ddot{x} + kx^3 = 0$$

Le ressort de raideur linéaire est remplacé par une raideur non linéaire et avec une relation cubique. Cette relation cubique peut être obtenue expérimentalement par le système suivant Fig.1.6:

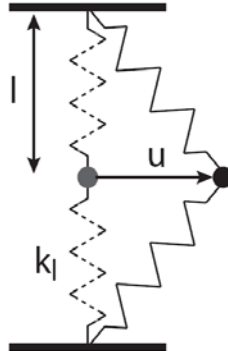


Fig.1.6: disposition des ressorts pour obtenir une relation force-déplacement cubique, [1]

Il a été vérifié que l'oscillateur de Duffing constitue un NES efficace et facile à appliquer expérimentalement.

On a pu observer l'application de ce type de NES dans l'article de Gourc et al. [1], où les auteurs utilisent des guides de précision pour guider un système composé par un NES ajouté à un oscillateur linéal Fig.1.7, Fig.1.8.

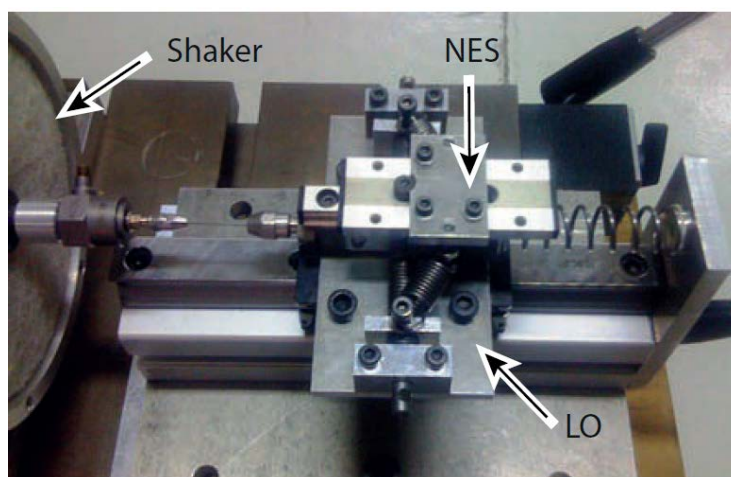


Fig.1.7: Configuration expérimentale

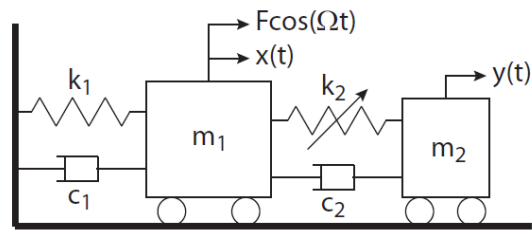


Fig.1.8: Schéma du modèle.

Un autre cas d'adjonction d'un NES (Duffing) se trouve sur l'article d'Andersen et al. [2], cette fois en utilisant un coussin d'air pour prévenir le frottement des deux DDL *Fig.1.9* *Fig.1.10*.

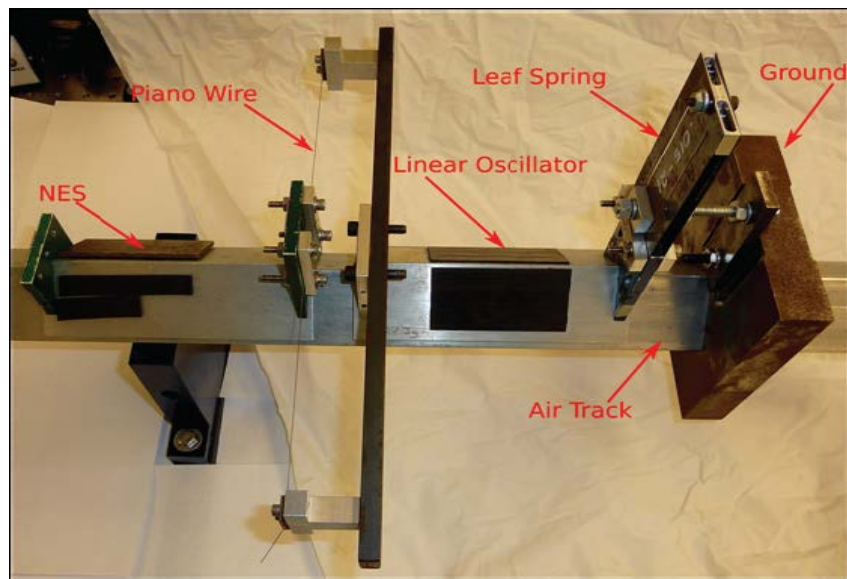


Fig.1.9: Configuration expérimentale

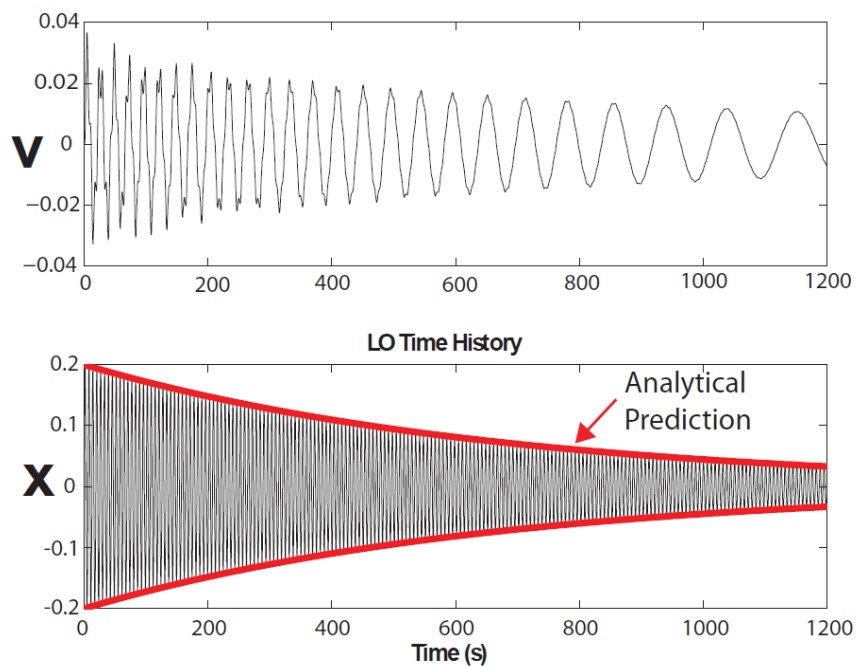


Fig.1.10: Signal réel du déplacement adimensionnel du système (x) et du NES (v).

Une autre possibilité a été étudiée dans l'article de Gendelman et al. [3], où les auteurs utilisant une masse excentrique comme NES Fig.1.11, Fig.1.12.

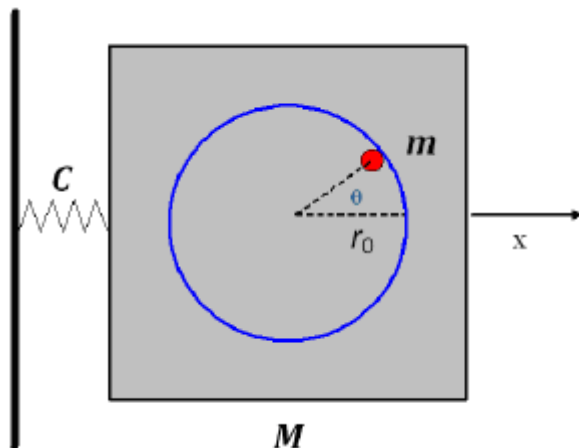


Fig.1.11: Schéma du modèle

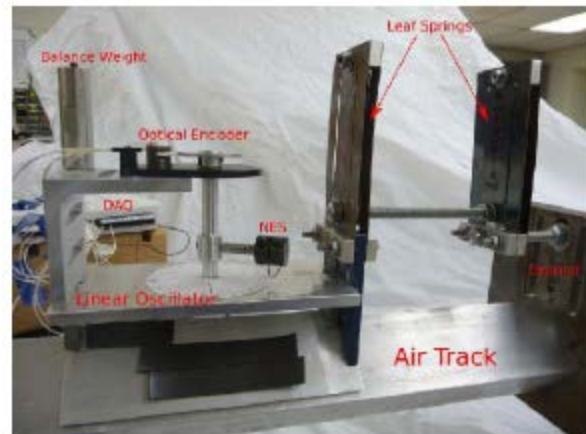


Fig.1.12: Configuration Expérimentale

Le NES a atteint une réduction d'amplitude de 63% après 13s Fig.1.13 :

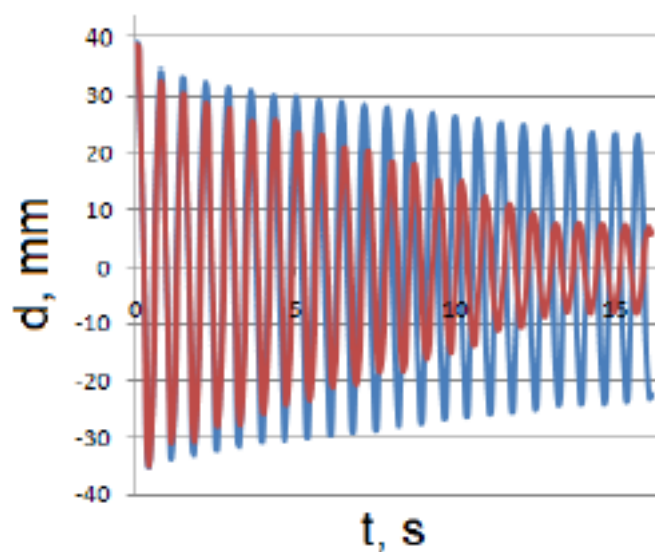


Fig.1.13: Signal temporel d'oscillation du système sans (bleu) et avec (rouge) NES.

Ces solutions donnent de bons résultats, et elles sont actuellement très étudiées. L'idée de ce projet est d'étudier une solution alternative : limiter l'amplitude des vibrations avec un NES qui tape latéralement contre des butées. La conception et le réglage du jeu entre le système et la butée seront la clé d'étude.

2 EXPERIMENTATION

2.1 Etouffeur Dynamique Linéaire.

2.1.1 Comportement en régime linéaire.

2.1.1.1 Description

Le système expérimental qu'on a utilisé est un banc d'essai de TP à 2 DDL où la raideur est donnée par deux lames d'acier pour chaque DDL *Fig.2.1*. Le système d'excitation est un moteur tournant (avec balourd) ajouté au premier DDL. Le dispositif de contrôle du moteur est un variateur qui permet de modifier la vitesse de rotation du moteur et donc la fréquence des vibrations induites. Ce variateur a un affichage modifiable de 00.0 à 50.0. Sa valeur donne une idée de la fréquence d'excitation. Le deuxième DDL a été ajouté après pour travailler comme étouffeur dynamique.

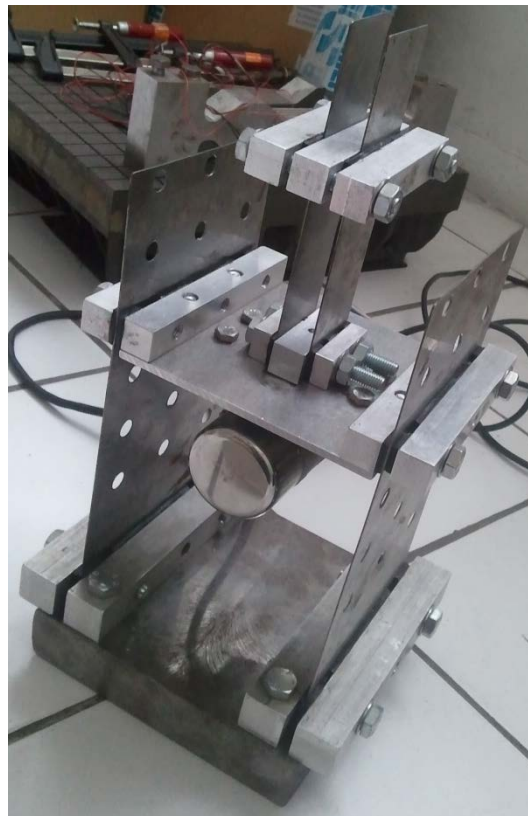


Fig.2.1: Système expérimental.

La masse excentrique m_b avec excentricité e_b tournant à la vitesse ω génère une force centrifuge sur la direction radiale :

$$\vec{F} = m_b e_b \omega^2 \vec{u}_r$$

Mais on ne s'intéresse qu'à la projection horizontale, qui est perpendiculaire aux lames
Fig.2.2:

$$F = m_b e_b \omega^2 \cos(\omega t)$$

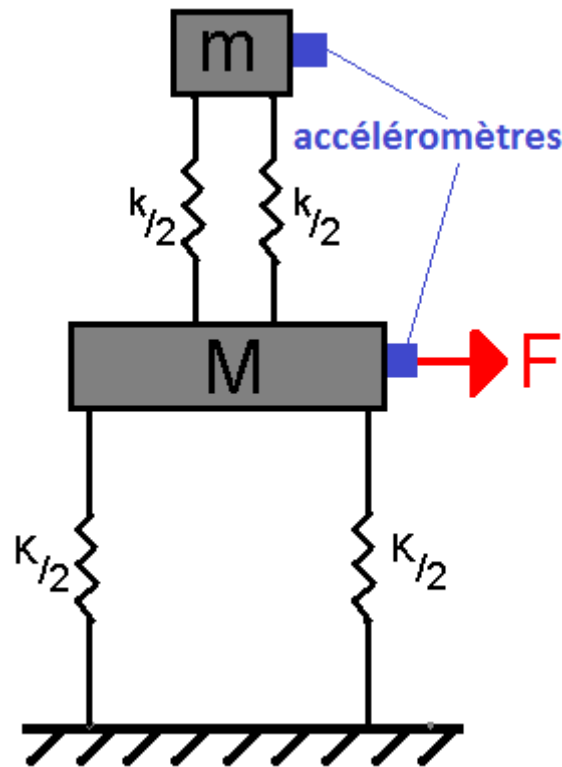


Fig.2.2: Schéma du système expérimental. Direction de la force d'excitation et disposition des accéléromètres.

2.1.1.2 Paramètres de travail

On a réalisé un balayage en fréquence pour obtenir la fonction de réponse en fréquence (FRF, regarder le comportement du système, et aussi l'effet produit par l'éteuffeur dynamique. Le comportement du système sera différent si on fait le balayage en montée ou descente, donc on a fait les deux. L'accélération du premier et deuxième étage (moteur et éteuffeur) a été mesurée par deux accéléromètres piézoélectriques Fig.2.2. On a utilisé une carte portable d'acquisition National Instruments de 4 voies, et aussi le logiciel de MatLab *analyseur* pour visualiser les signaux des accéléromètres.

Les paramètres des essais sont :

DISPLAY INITIAL	DISPLAY FINAL	Δf (Hz)	Données						
08.0	50.0	0.3	acc. 1ere étage (moteur)	acc. 2eme étage (étouffeur)	$\omega=2\pi f$	Dépl. 1ere étage (moteur)	Dépl. 2eme étage (étouffeur)	log X1	log X2

Fig.2.2.1: Tableau des paramètres.

Fréquence Display	Fréquence Mesuré	Acc. 1ere étage	Acc. 2eme étage	omega	Depl. 1ere étage	Depl. 2eme étage	log X1	log X2
8,0000	6,5918	0,3663	0,3991	41,4175	0,00021353	0,00023264	-3,67054198	-3,63330708
8,3000	6,8359	0,5205	0,5622	42,9512	0,00028217	0,00030477	-3,54949630	-3,51602867
8,6000	7,0801	0,7671	0,8341	44,4855	0,00038762	0,00042149	-3,41159713	-3,37520925
8,9000	7,3242	1,2154	1,3276	46,0193	0,00057390	0,00062688	-3,24116016	-3,20281215

Fig.2.2.2: Tableau exemple des données prises.

2.1.1.3 Résultats

Avec les données de fréquence et déplacement (double intégration de l'accélération) on peut créer la FRF des déplacements du système.

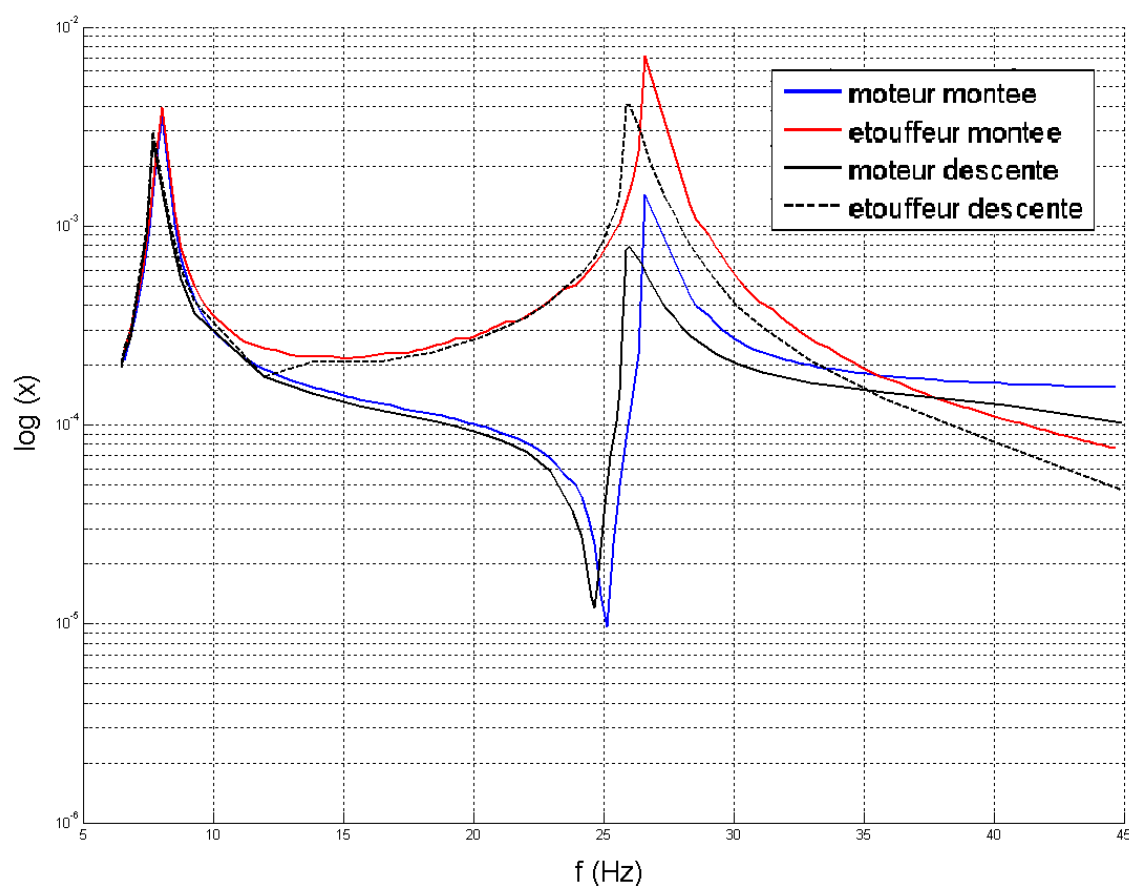


Fig.2.3: FRF du déplacement du moteur et étouffeur en montée et descente.

On observe Fig.2.3 les plus hautes fréquences propres et d'antirésonance quand on a fait le balayage en montée, dû à l'accumulation d'énergie produite en montée.

2.1.1.4 Analyse des résultats.

On connaît déjà le comportement de notre système expérimental linéaire avec un étouffeur dynamique. On trouve le premier mode proche de 8 Hz, le deuxième proche de 27 Hz, et la fréquence d'antirésonance du premier étage grâce à la présence de l'étouffeur proche de 25 Hz Fig.2.3. On observe la réduction d'amplitude du premier étage autour de 25 Hz.

2.1.2 **Adjonction d'une butée à chaque coté.**

2.1.2.1 Description

On a étudié le comportement du système avec l'adjonction d'une butée latérale du chaque coté du deuxième étage fixé à la zone des lames du premier étage qui reste libre Fig.2.4 Fig.2.5. Cette butée va être composée par deux vis fixées aux lames avec deux écrous chacune. Aussi on a collé deux capteurs de force piézoélectriques sur la tête de chaque butée pour vérifier l'amplitude des chocs et spécialement pour vérifier sa symétrie de fonctionnement.

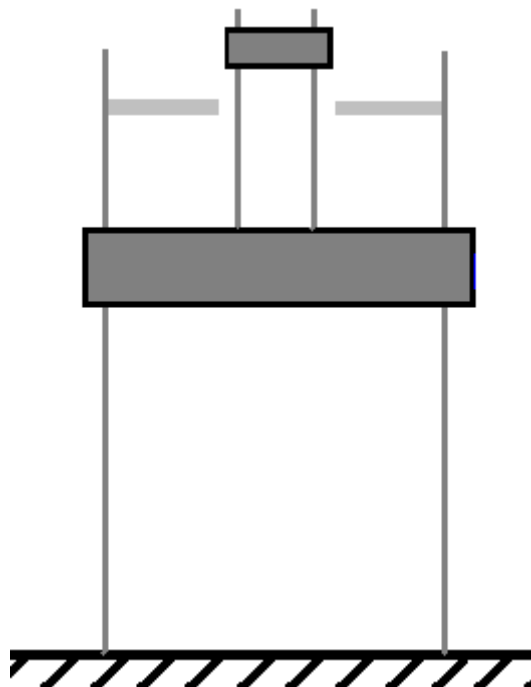


Fig.2.4.1: Adjonction d'une butée.

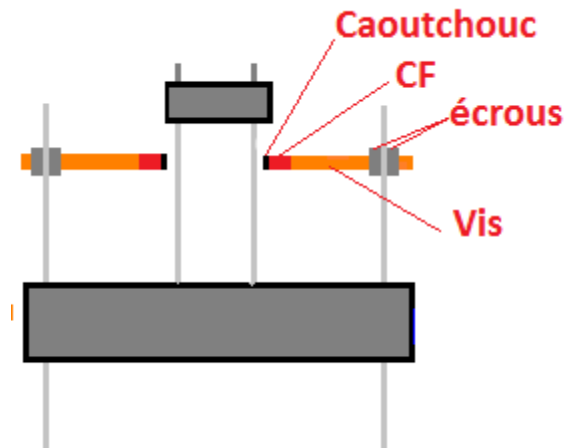


Fig.2.4.2: Détail.



Fig.2.5.1: Configuration expérimentale (deuxième étage descendu).

2.1.2.2 Paramètres de travail

On a enregistré les données d'accélération du premier et du deuxième étage, et aussi les deux forces des chocs de l'étouffeur contre les butées. On a utilisé les mêmes accéléromètres qu'à l'essai linéaire. Cette fois on a enregistré les données avec une carte de 32 voies National Instruments. De nouveau la visualisation des signaux est faite avec le logiciel *analyseur*, et cette fois on n'a pas noté les données mais on a les exporté et on a fait un post-traitement avec MatLab.

On a crée les spectrogrammes et FRFs des quatre signaux de notre expérience. Les spectrogrammes sont diagrammes 3D qui représentent les spectres de la réponse du système en fonction de la fréquence d'excitation.

Paramètres des essais:

Signal	Capteur	Paramètre physique
A0	Accélération	Accélération étage 1 moteur
A1	Accélération	Accélération étage 2 étouffeur
A2	Force	Force de choc droite
A3	Force	Force de choc gauche

Fig.2.5.2: Voies et capteurs.

DISPLAY INITIAL	DISPLAY FINAL	Δf (Hz)	Données				
08.0	50.0	00.3	acc. 1ere étage (moteur)	acc. 2eme étage (étouffeur)	$\omega=2\pi f$	Dépl. 1ere étage (moteur)	Dépl. 2eme étage (étouffeur)

Fig.2.5.3: Tableau des paramètres.

2.1.2.3 Résultats

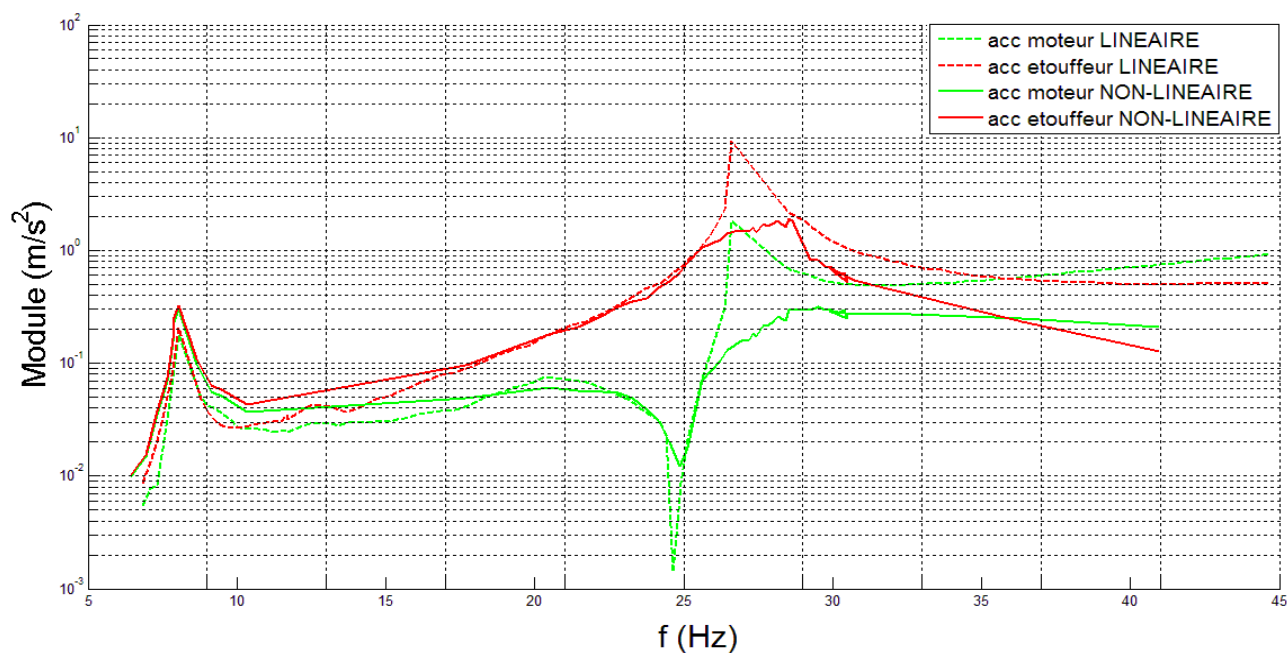


Fig.2.6: Module des spectres du balayage linéaire et non-linéaire.

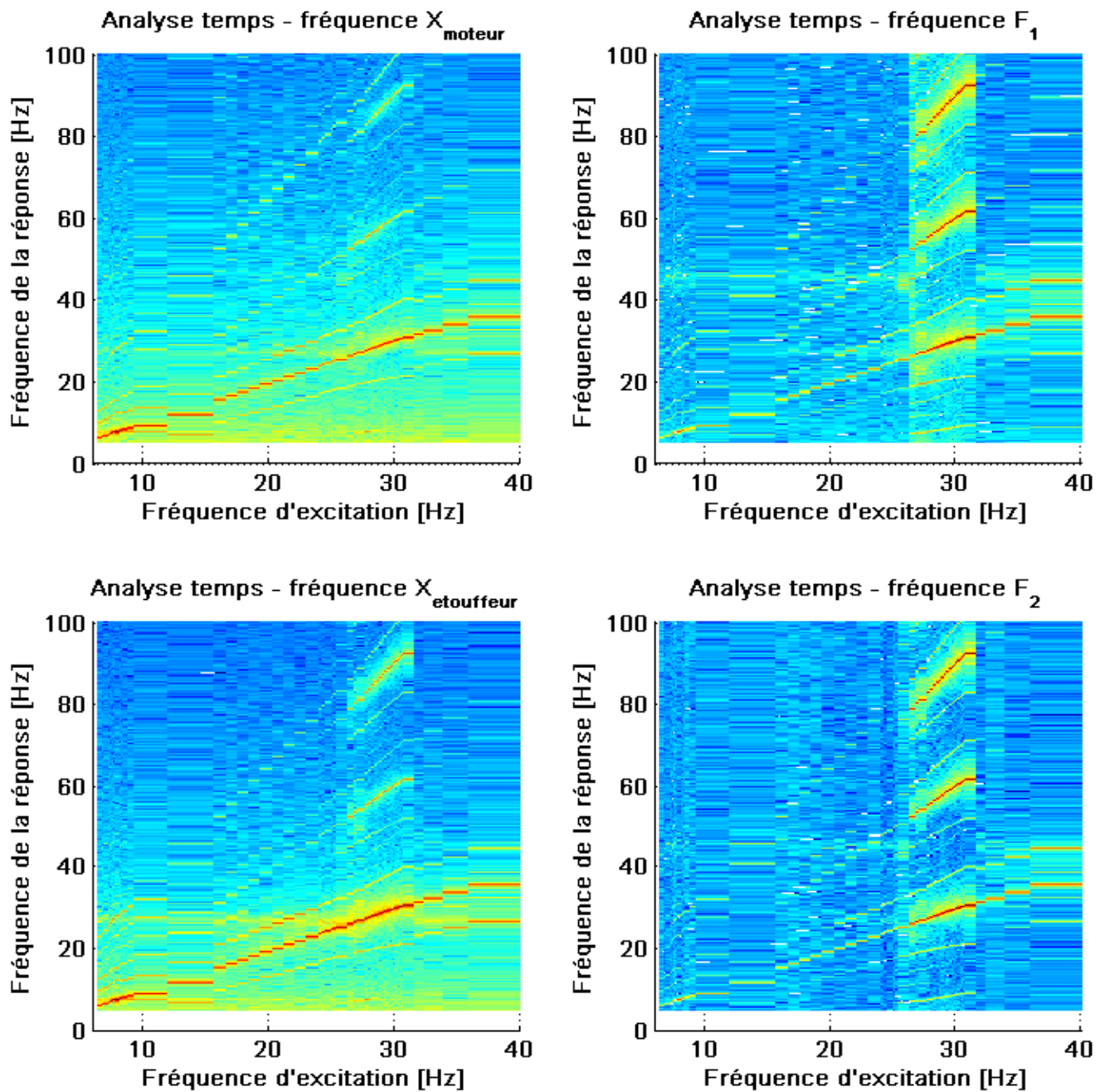


Fig.2.7.1: Spectrogrammes du balayage.

Position	Voie	Capteur	Paramètre physique
Haut gauche	A0	Accélération	Accélération étage 1 moteur
Bas gauche	A1	Accélération	Accélération étage 2 étouffeur
Haut droite	A2	Force	Force de choc droite
Bas droite	A3	Force	Force de choc gauche

Fig.2.7.2: Légende.

2.1.2.4 Analyse des résultats.

Premièrement, les spectres du déplacement du moteur et étouffeur présentent une réduction du pic d'amplitude correspondant à la deuxième résonance, Fig.2.6

En deuxième lieu les spectrogrammes n'ont pas une structure bien définie. Les spectrogrammes des déplacements sont très désordonnés. Sur les spectrogrammes des forces on observe une zone du spectre avec plus d'amplitude, Fig.2.7.1. L'origine de ces zones sont les chocs produits entre la butée et l'étouffeur.

2.1.3 Limites de l'utilisation du moteur

Quand on a étudié le système linéaire on a noté que sur la zone de la deuxième résonance il y avait trop peu de points (à peine trois) Fig.2.6, ce qui est insuffisant pour obtenir la valeur exacte de ω_2 et aussi le comportement autour de cette fréquence. On a fait les essais avec la résolution fréquentielle maximale du moteur (0.1Hz) sur les zones qui nous intéressent, mais le résultat était le même. Pour cette raison le variateur n'a pas la précision suffisante pour étudier certaines plages fréquentielles de notre balayage.

Les mesures non linéaires avec limitation d'amplitude ont donné des spectrogrammes difficiles à interpréter Fig.2.7. On peut regarder les zones avec plus d'amplitude sur les spectrogrammes des capteurs de force (F1 et F2) quand la butée tape. Les spectres nous montrent qu'on a atteint une réduction d'amplitude des pics autour de la deuxième résonance, mais la courbe n'est pas propre.

A cause de ce problème il faudra chercher un autre système d'excitation qui nous permette d'avoir une excitation plus précise et aussi un contrôle du signal. Pour cela on a utilisé un pot vibrant.

2.2 Utilisation du Pot Vibrant.

2.2.1 Description

Cette étude expérimentale consiste à utiliser un pot vibrant comme système d'excitation, au lieu du moteur. On n'a pas enlevé le moteur pour avoir la même masse qu'avant. On a décidé d'utiliser le pot vibrant parce qu'avec lui on peut asservir le déplacement qu'on impose au système Figs.2.8.1,2.8.2. Aussi on a monté la masse du deuxième étage pour diminuer la raideur k_2 et donc la pulsation ω_2 . On a fixé aussi le pot vibrant au premier étage:

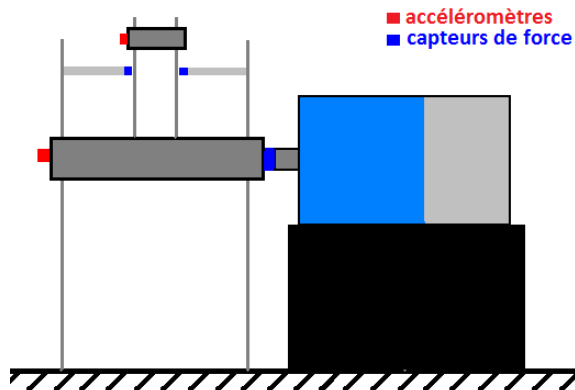


Fig.2.8.1: Nouveau schéma.

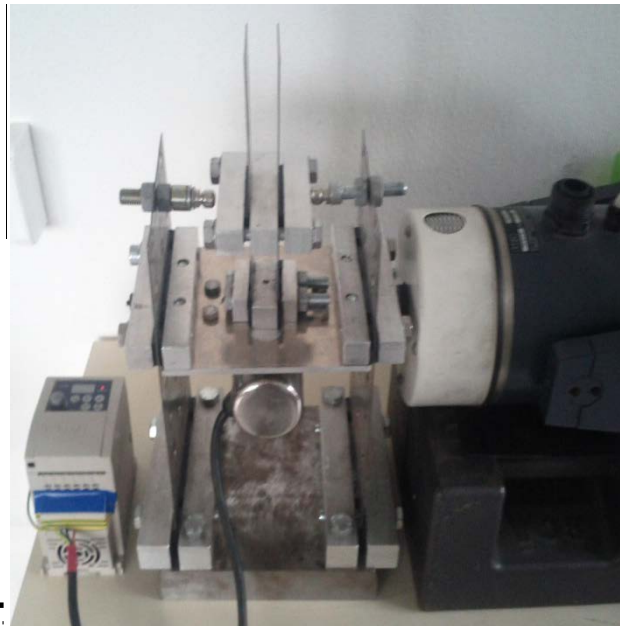


Fig.2.8.2: Nouvelle configuration expérimentale.

On a ajouté un nouveau capteur de force sur la tête du pot vibrant pour connaître la force d'excitation.

2.2.2 Paramètres de travail

Signal	Capteur	Paramètre physique
A0	Accélération	Accélération étage 1 moteur
A1	Accélération	Accélération étage 2 étouffeur
A2	Force	Force de choc droite (F1)
A3	Force	Force de choc gauche (F2)
A4	Force	Force d'excitation (F3)

La carte d'acquisition utilisée (National Instruments 32 voies) permet non seulement d'enregistrer des signaux mais également d'en générer. La génération de signal et l'acquisition sont gérées par un programme LabView développé à Supméca. On a utilisé une autre fois MatLab pour le post-traitement.

Les essais ont été réalisés en asservissant le déplacement que l'on impose au premier étage via le pot vibrant. Ce déplacement est asservi par essai/erreur. Pour cela, à chaque fin de bloc d'acquisition a une fréquence d'excitation donnée, le programme vérifie quel niveau de déplacement était réellement imposé. Ensuite, et si nécessaire, il modifie la tension délivrée par le générateur de signaux et donc le déplacement de la tête du pot vibrant.

On a fait 5 balayages avec différentes amplitudes d'excitation pour mieux observer les non-linéarités. Les paramètres de l'expérience sont montrés dans la table ci-dessous :

Amplitude min. acc_moteur (μm)	Amplitude max. acc_moteur (μm)	Amplitude (μm)	Fe (Hz)	t_{acq} (s)	Ne = Fe \cdot t_{acq}	f_{\min}	f_{\max}	Δf (Hz)	Nombre points
25	27	26 ± 1	1k	8	8000	10	30	0.25	89
50	54	52 ± 2	1k	8	8000	10	30	0.25	89
100	110	105 ± 5	1k	8	8000	10	35	0.25	101
180	220	200 ± 20	1k	8	8000	10	30	0.25	89
380	420	400 ± 20	1k	8	8000	10	30	0.25	89

Fig.2.8.3: Paramètres des essais.

Etant:

- Fe: fréquence d'échantillonnage.
- t_{acq} : temps de chaque acquisition.
- Ne: longueur des données.
- f_{\min} : min. fréquence d'excitation.
- f_{\max} : max. fréquence d'excitation.
- Nombre points: nombre de points d'échantillonnage.

On veut aussi faire une analyse énergétique du système. Par conséquent on a utilisé 3 formes différentes:

FORME 1

Avec les données de F3 (force d'excitation) et la vitesse du moteur (intégration une fois de *acc_moteur*) avec g :

$$g = F \cdot v$$

Une intégration temporelle de g nous donne le travail (ou énergie) de la force d'excitation, et donc celle absorbée par le système. On a utilisé la méthode des trapèzes, qui est facile à implémenter sur MatLab avec la fonction *sum*.

$$W1 = \int_0^T g \cdot dt \approx \sum \frac{g(a) + g(b)}{2} \cdot \Delta t$$

FORME 2

Elle permet de connaître la puissance instantanée à chaque fréquence d'excitation, en utilisant les fonctions *abs* et *angle* de MatLab.

$$P2 = \frac{|F|_{\omega_{excit}} \cdot |v|_{\omega_{excit}}}{2} \cdot \cos(\theta(F_{\omega_{excit}}) - \theta(v_{\omega_{excit}}))$$

FORME 3

Elle permet de connaître la puissance totale :

$$P_3 = \sum \frac{1}{2} \cdot |F| \cdot |v| \cdot \cos(\theta(F) - \theta(v))$$

Aussi il est important d'étudier la relation qu'il y a entre les données utilisées dans l'étude énergétique, c'est-à-dire, le déplacement du premier étage (double intégration de *acc_moteur*) et la force avec laquelle le pot vibrant excite le système. Pour cela on regarde la fonction de réponse en fréquence suivante :

$$H_1(\omega) = \frac{X_{mot}}{CF3} \cdot \frac{\overline{CF3}}{\overline{CF3}}$$

On a modifié le post-traitement qu'on a utilisé avant pour traiter les données exportées par LabView, et finalement on peut montrer les résultats.

C'est aussi important de montrer le spectre du déplacement imposé pendant le balayage à chaque valeur d'amplitude :

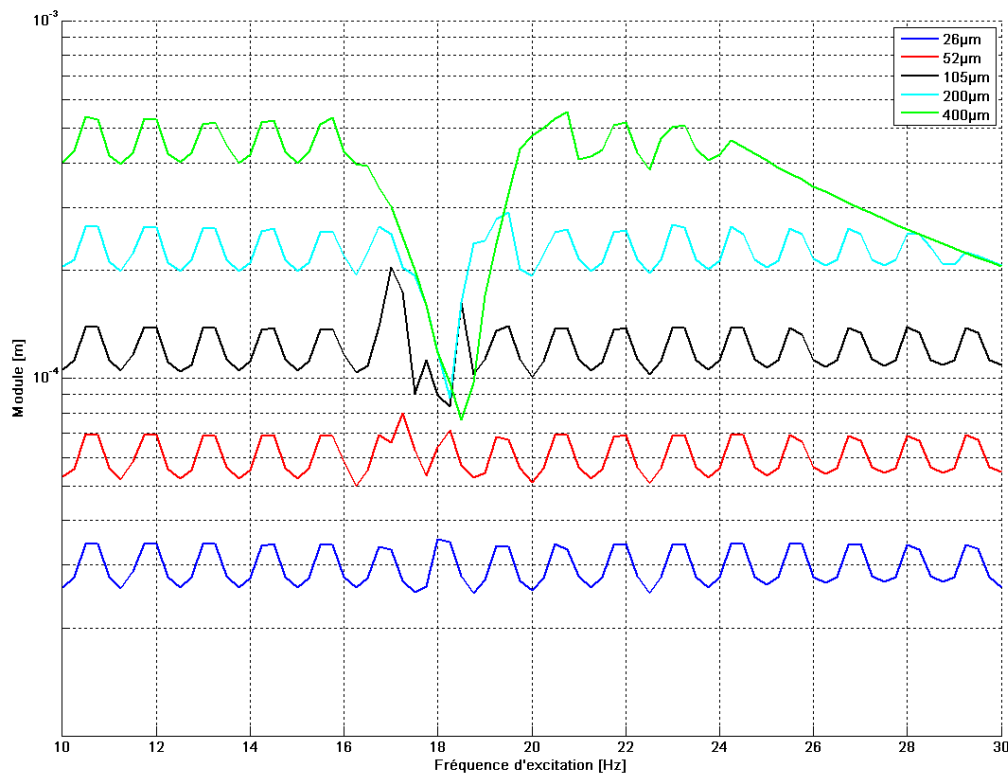


Fig.2.9: Spectre du déplacement imposé.

On observe que l'amplitude a une petite oscillation autour de sa valeur prévue. Le comportement bizarre des courbes à certaines fréquences est lié au comportement du système qu'on analysera après.

2.2.3 Résultats

2.2.3.1 Spectrogrammes de X_{moteur} , $X_{\text{étouffeur}}$, F_1 , F_2 , F_3

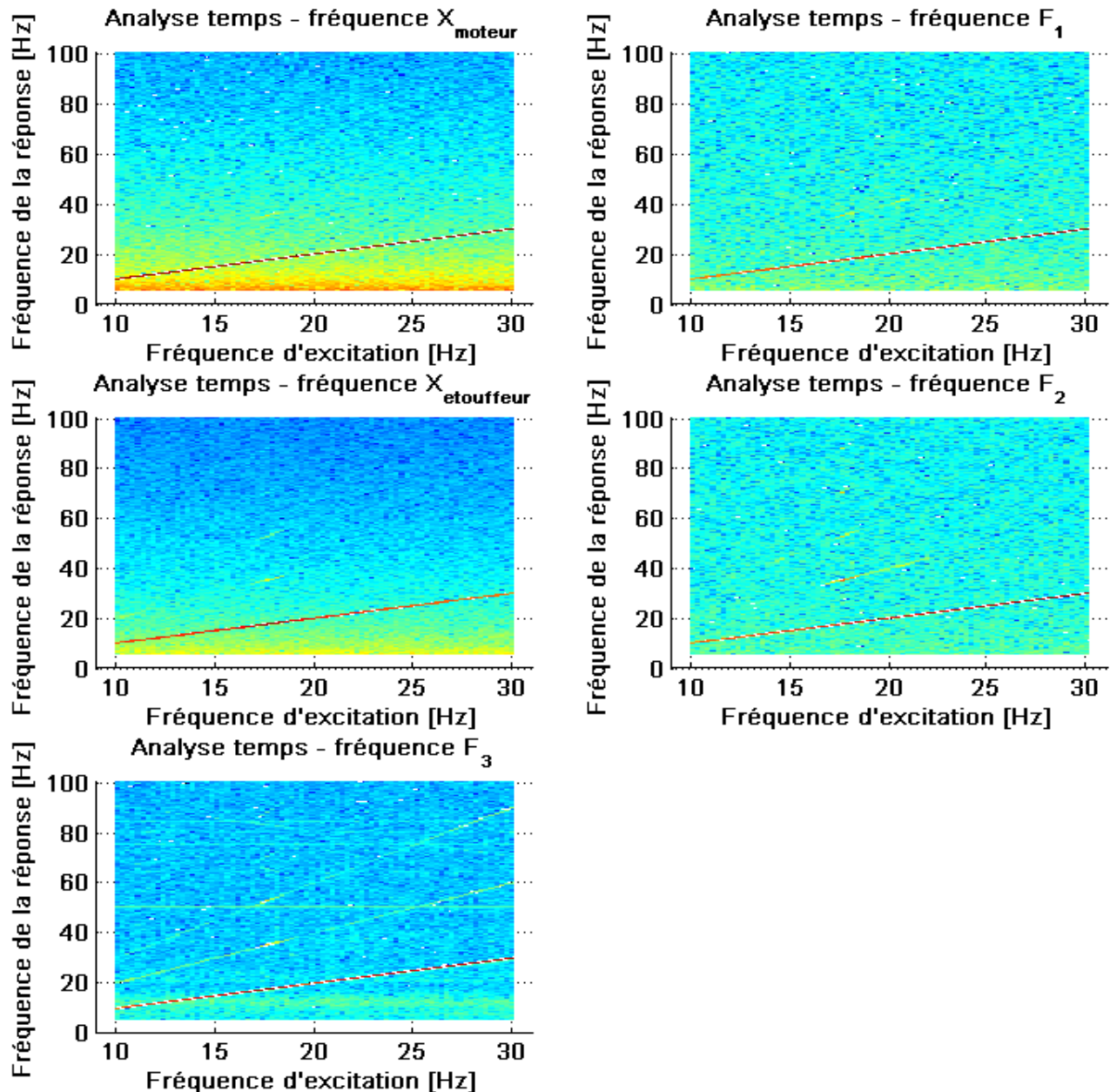


Fig.2.10: Spectrogramme à 26 μm

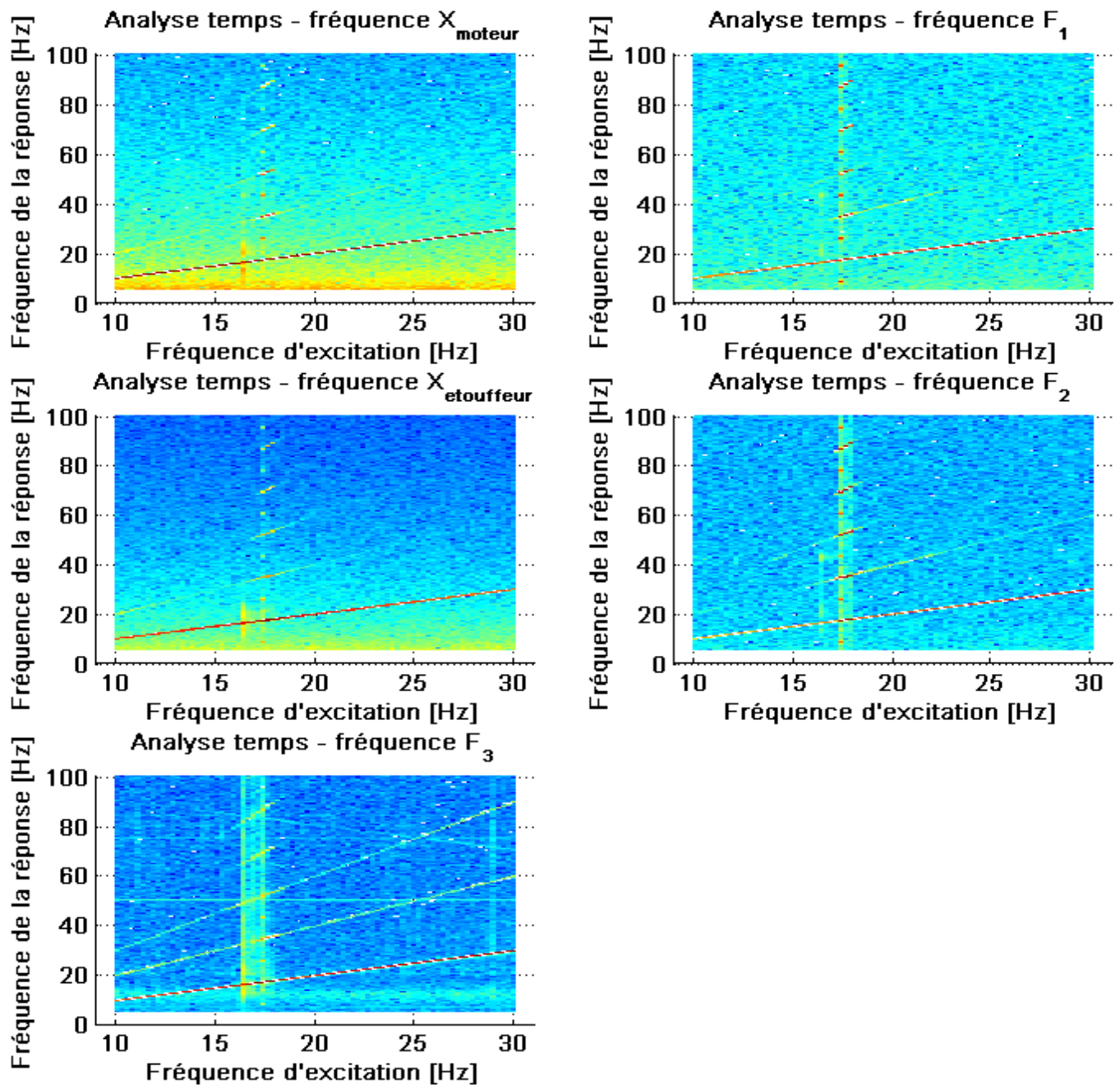


Fig.2.11 Spectrogramme à 52 μm

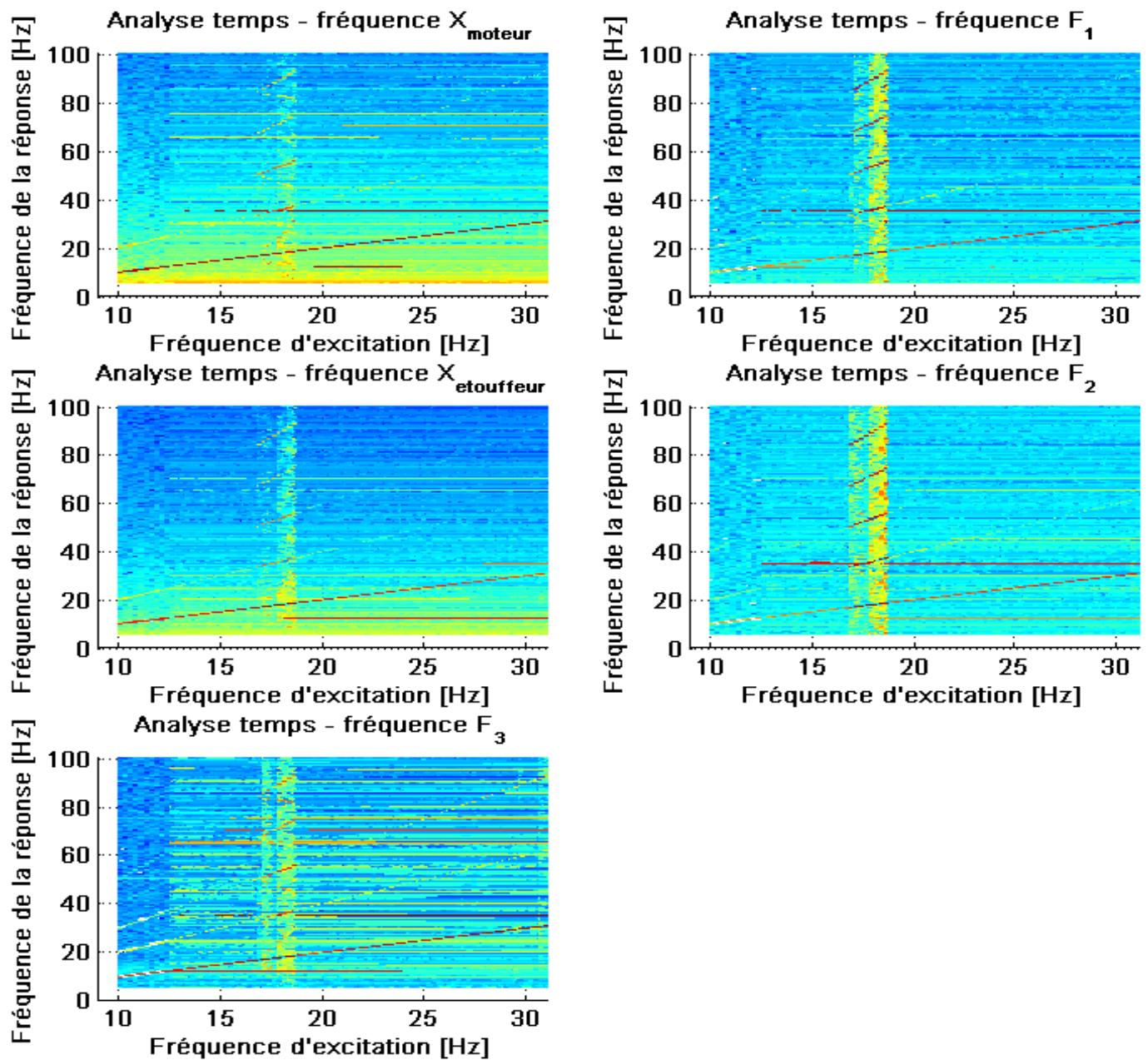


Fig.2.12: Spectrogramme à 105 μm

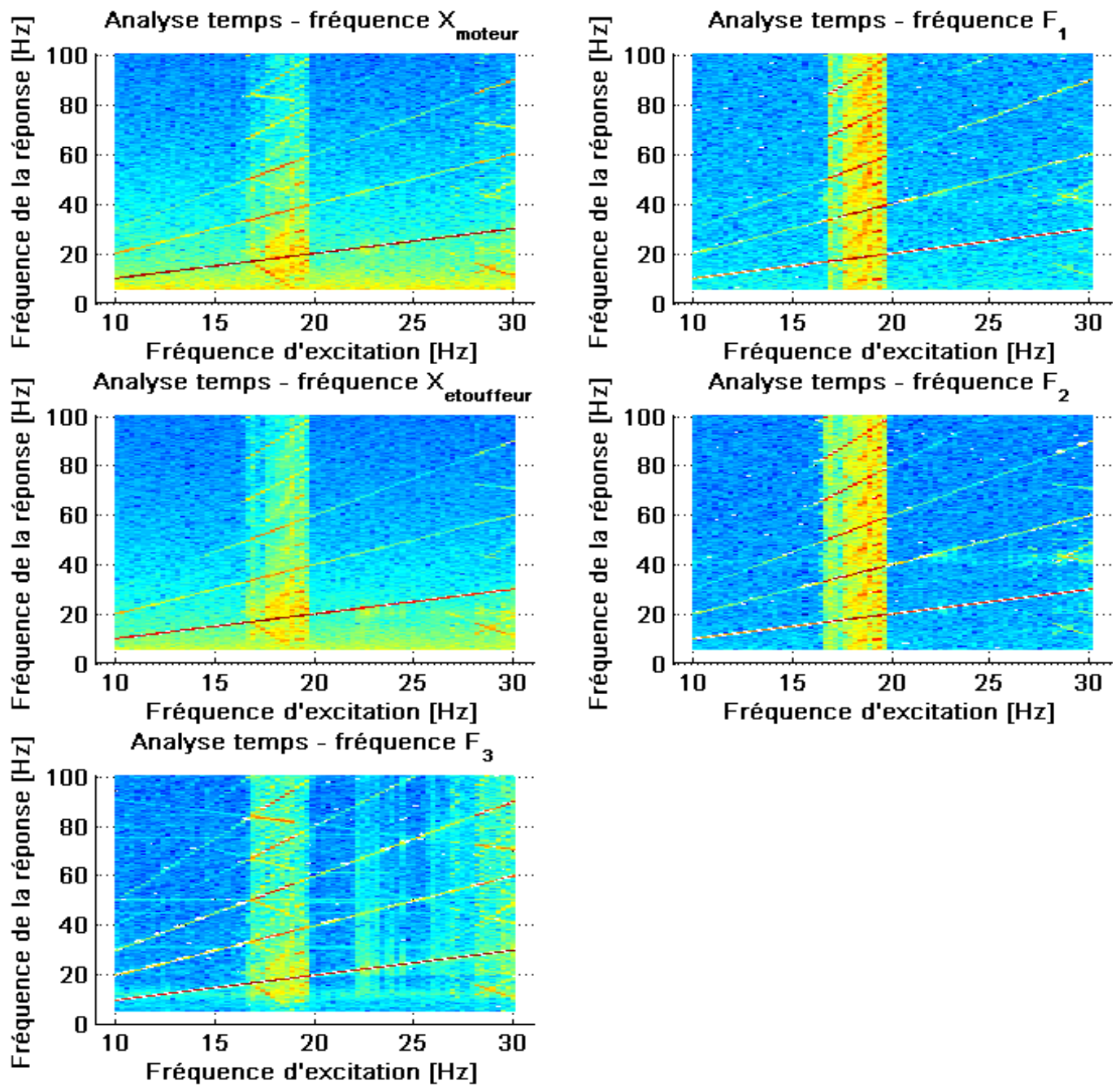


Fig.2.13: Spectrogramme à 200 μm

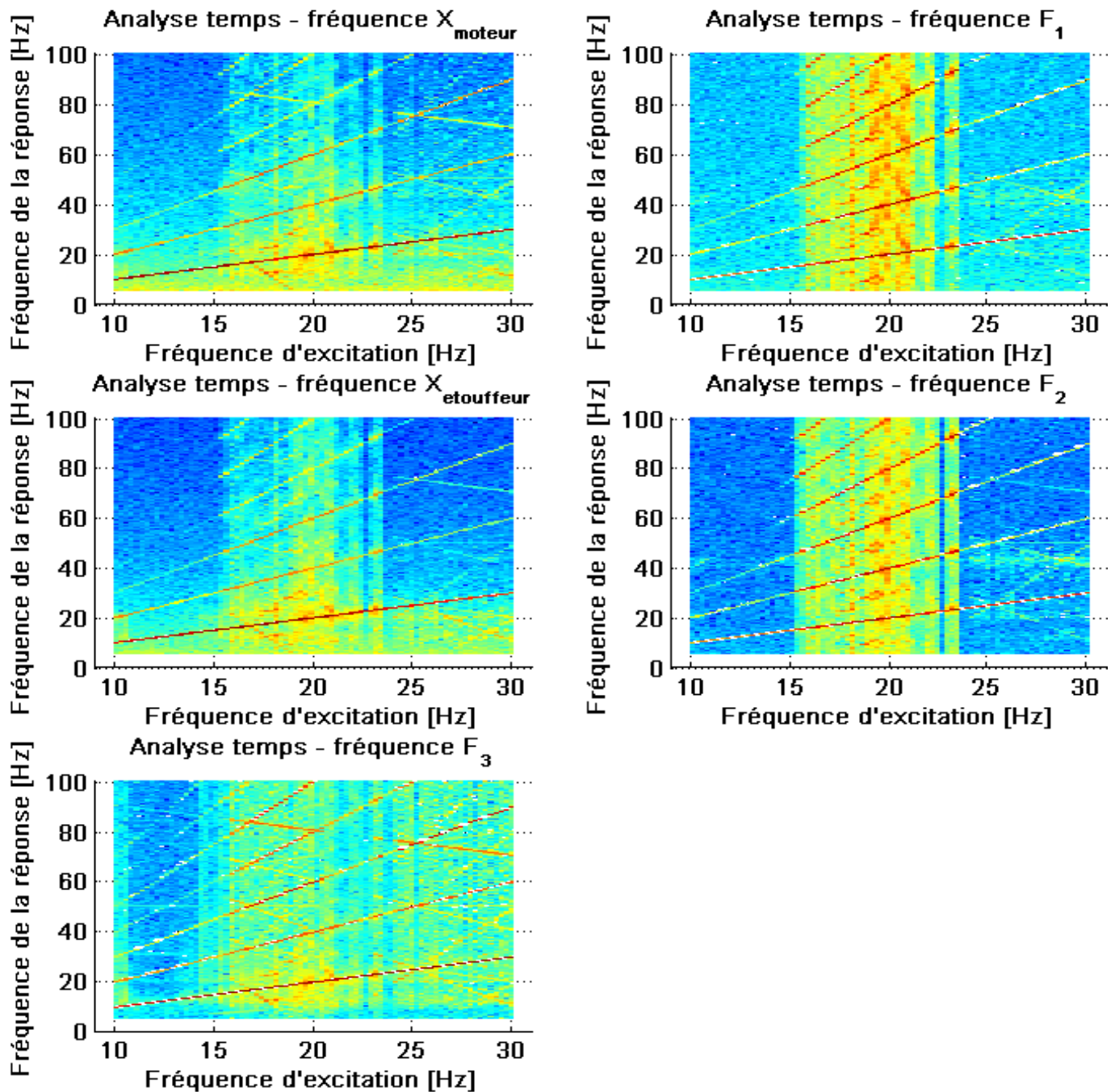


Fig.2.14: Spectrogramme à 400 μm

A 26 μm [Fig.2.10](#) le système est parfaitement linéaire. A 52 μm d'amplitude [Fig.2.11](#) on commence à observer légèrement les bandes qui indiquant non-linéarités. A 105 et 200 μm [Fig.2.12](#) [Fig.2.13](#) elles deviennent plus distinctes, en augmentant beaucoup à 400 μm [Fig.2.14](#).

2.2.3.2 Diagrammes énergétiques et FRFs de la fonction transfert H1.

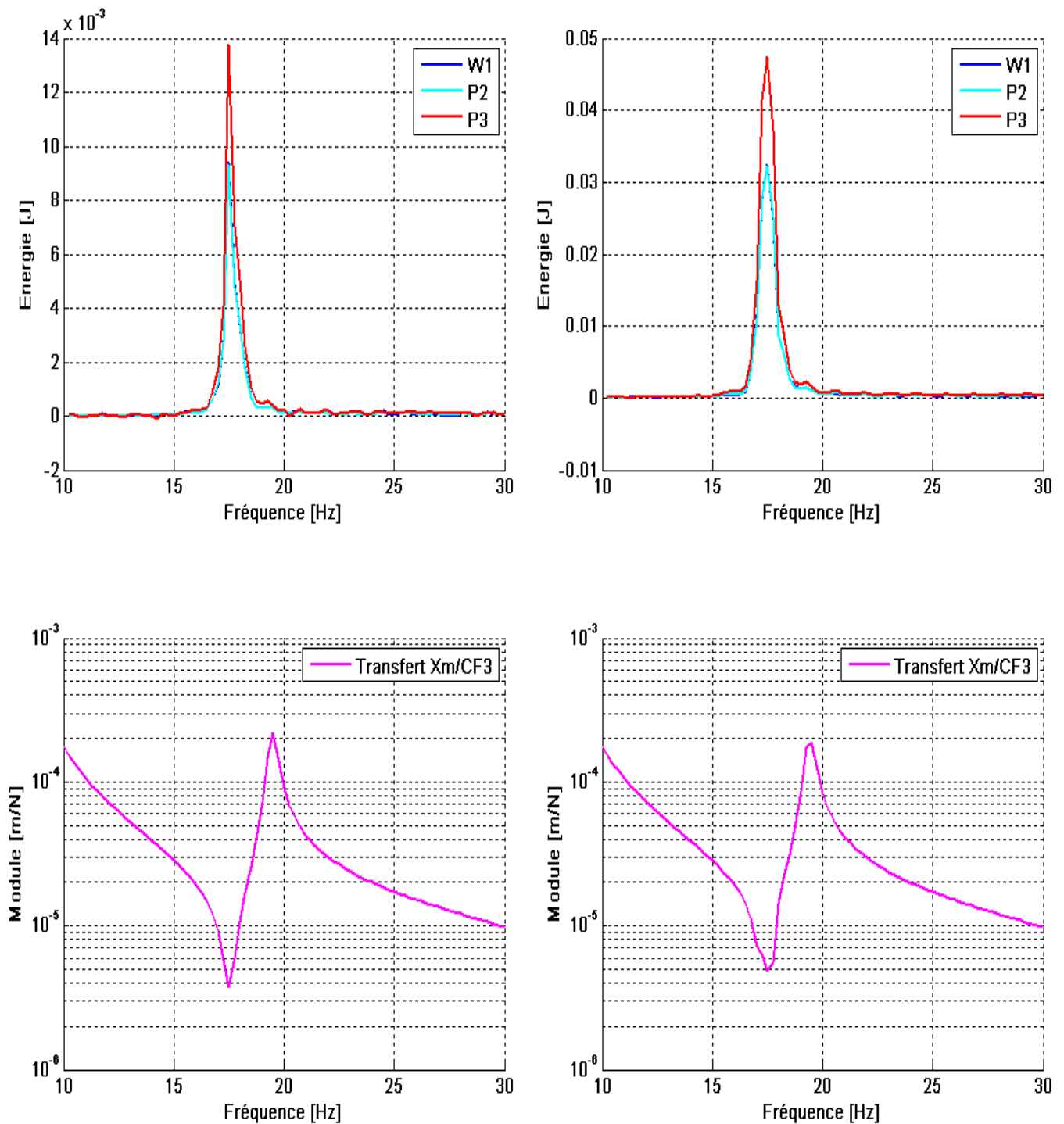


Fig.2.15: Diagrammes énergétiques(en haut) et FRF de H1 (en bas) à 26 μm (à gauche) et 52 μm (à droite).

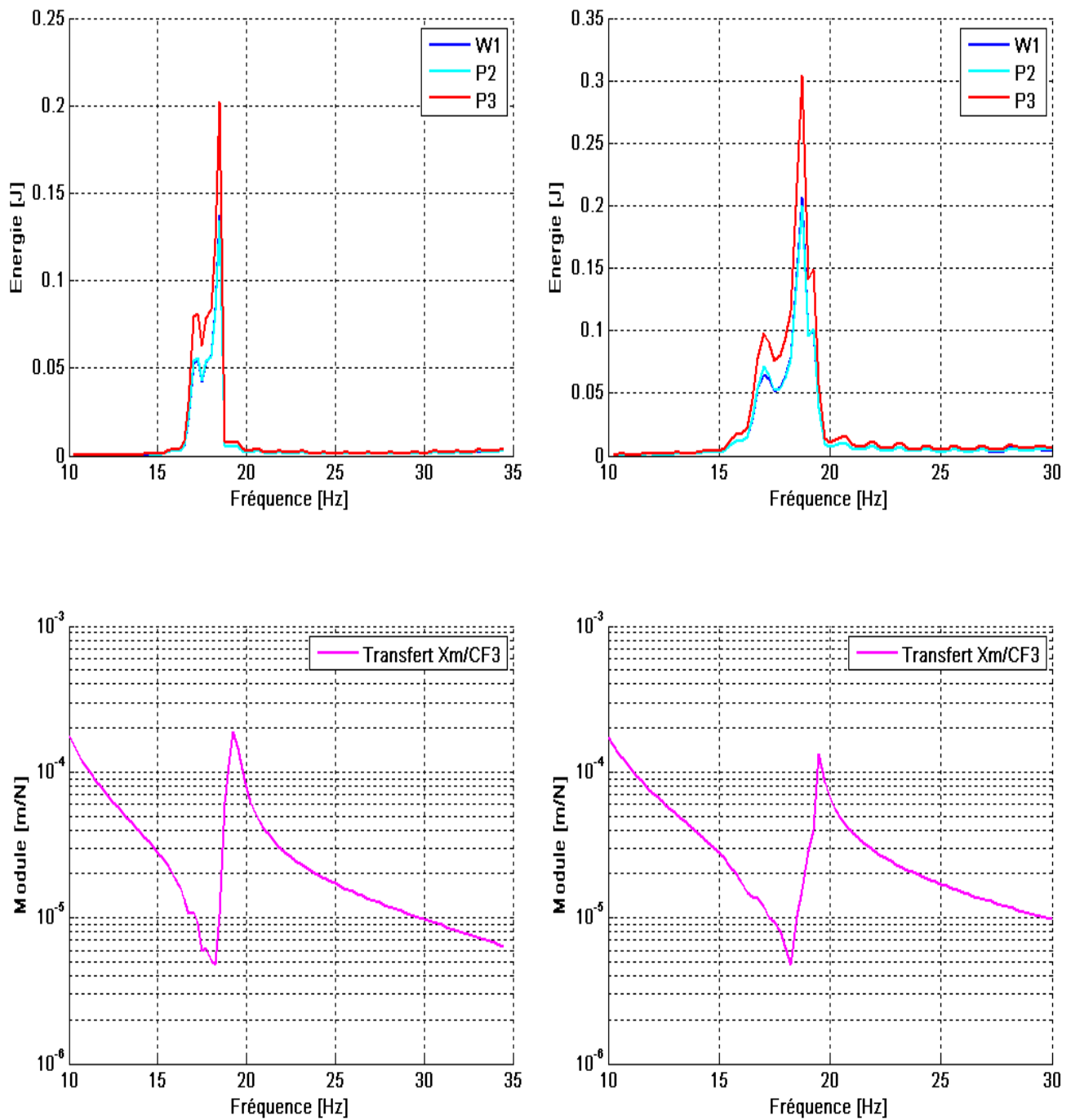


Fig.2.16: Diagrammes énergétiques(en haut) et FRF de H1 (en bas) à 105 μm (à gauche) et 200 μm (à droite).

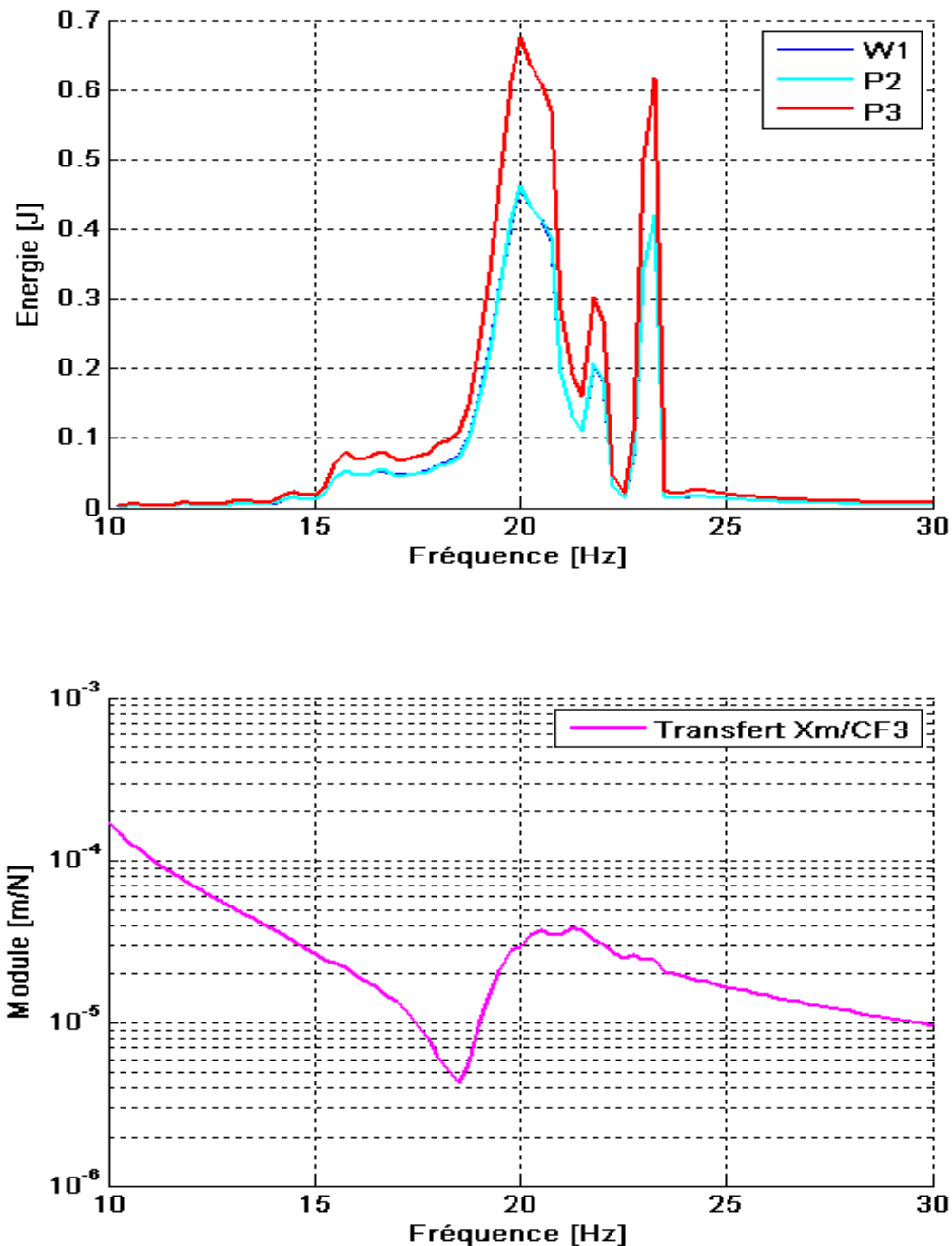


Fig.2.17: Diagrammes énergétiques (en haut) et FRF de H1 (en bas) à 400 μm .

Les trois formes énergétiques ont un comportement très semblable à chaque amplitude, comme était prévu. Les spectres montrent la région d'antirésonance et la fréquence du deuxième mode.

Dans ce dernier cas-ci *Fig.2.17*, où il commence à avoir des chocs, le pic à la deuxième fréquence de résonance a été réduit.

2.2.4 Analyse des résultats.

Note : les résultats à 105 μm étaient le résultat d'un premier test du nouveau système, donc ils ne sont pas propres. Plusieurs problèmes ont été corrigés par la suite, mais on a décidé de montrer aussi de l'étude à cette amplitude.

2.2.4.1 *Spectrogrammes de Xmoteur, Xétouffeur, F1, F2, F3*

La linéarité observée à 26 μm [Fig.2.10](#) est due à la basse amplitude d'excitation qui n'arrive pas à produire les chocs. Les zones non-linéaires observées à amplitudes plus hautes sont attribuables à des zones de résonance. A 400 μm [Fig.2.15](#) on commence déjà à apprécier les bandes produites par les chocs. Mais le problème est qu'ils apparaissent des lignes correspondant à non-linéarités dont on ne connaît pas l'origine, et qui donnent peu de valeur à ces résultats.

2.2.4.2 *Diagrammes énergétiques et FRFs de la fonction transfert H1.*

La similitude entre les trois formes d'énergie est positive, même si elles ne nous donnent que d'informations sur ce qui se passe au premier étage. L'énergie transmis au premier étage qu'on a tracé c'est égale à celle absorbé par le système. Par conséquent cette énergie est plus grande autour de la fréquence d'antirésonance, où l'étouffeur dynamique absorbe beaucoup des vibrations. A 52, 105 et 200 μm [Fig.2.15](#), [Fig.2.16](#) on observe qu'il y a plus d'énergie absorbé par le système dû aux non-linéarités. Aussi l'énergie étouffée par les chocs a produit le deuxième pic sur le diagramme énergétique à 400 μm [Fig.2.17](#). Ces chocs ont réduit aussi l'amplitude des vibrations du deuxième étage à ω_2 [Fig.2.17](#). Les fréquences du deuxième mode et de l'antirésonance ont des valeurs différentes pour chaque amplitude d'excitation. Cela indique des erreurs et le manque de précision dans les mesures prises.

2.3 Limites de notre système expérimental. Besoin de concevoir un autre.

Des problèmes pour la bonne réalisation de l'expérience ont été mis en évidence dans l'analyse des expériences réalisées.

Au départ, le moteur n'était pas un système d'excitation approprié en raison de son possible manque de linéarité et l'impossibilité de contrôler proprement l'excitation.

Sans être un problème du système, les cartes de 4 voies et 32 voies qu'on a utilisé ont donnée un même comportement spectral du système, mais différents valeurs d'amplitude du signal des accéléromètres. La raison de cette différence n'a pas été investiguée.

La présence de caoutchouc aux jonctions a produit des petits amortissements qui ont compliqué le comportement du système, donc à l'avenir ils seront supprimés.

Quand on a modifié la hauteur du deuxième étage afin de réduire sa fréquence propre on a observé que les lames de cet étage perdaient leur parallélisme et ne revenaient pas en position si elles étaient soumises à une torsion. Cela montre qu'il existe probablement du

frottement aux interfaces avec le caoutchouc. Mais ce frottement n'était pas désiré et a probablement limité nos observations des non-linéarités du système de butée

Un autre problème qu'il a été déduit c'est que l'isolation vibratoire n'était pas correcte, donc il faudra utiliser des bidons remplis de sable comme support.

Aussi les butées qu'on a ajouté a chaque coté peuvent constituer deux nouveaux DDL pour le système si elles ont la masse suffisante, et ce phénomène donne au système un comportement beaucoup plus complexe. Il faudra ajouter une butée rigide.

3 CONCEPTION

3.1 Nouveau NES

3.1.1 Cahier Des Charges.

Tous les problèmes qu'on a remarqué précédemment font qu'on a besoin de concevoir un nouveau système expérimental. Le cahier des charges est le suivant :

1. Masse et ressort clairement identifiés.

Comme dans l'ancien système. On gardera le système de masses accrochées a des lames ressort

2. Quelques degrés de liberté.

En notant qu'un l'un des deux sera non linéaire, et que l'on veut être entre 10-70 Hz.

3. Possibilité de régler la fréquence des modes propres linéaires.

Pour pouvoir étudier la relation entre un mode propre et une non-linéarité.

4. 1 degré de liberté non linéaire facilement réglable aussi.

- Lame en flambement
- Butée

3.1.2 Modification du Système Expérimental.

3.1.2.1 Schéma du modèle et description.

Avec le cahier des charges on a conçu un nouveau système dont le schéma est présenté ci-dessous (version 3D sur ANEXE A) :

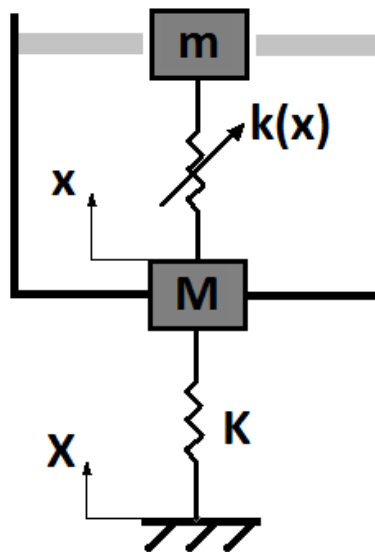


Fig.3.1: Schéma du model.

Le premier DDL a une masse attachée dont la raideur est non linéaire, et aussi une butée à chaque côté

Le bâti et les lames du premier étage ont été conservés *Fig.3.2*.

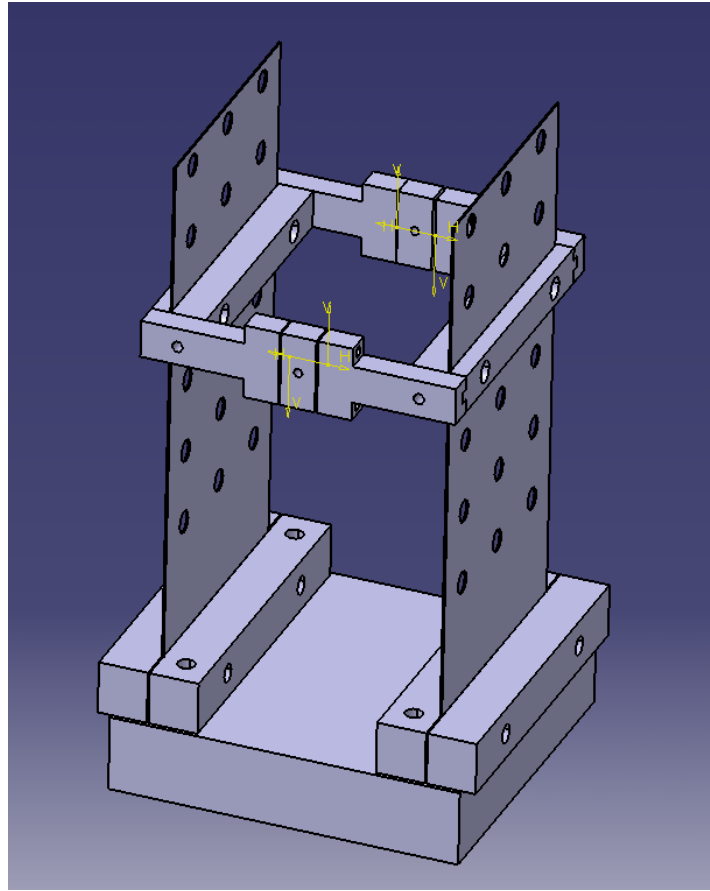


Fig.3.2: Bâti, lames, et premier étage du nouveau système.

Le NES *Fig.3.3* a été conçu pour avoir une configuration de Duffing, comme on a détaillé avant *Fig.1.5*.

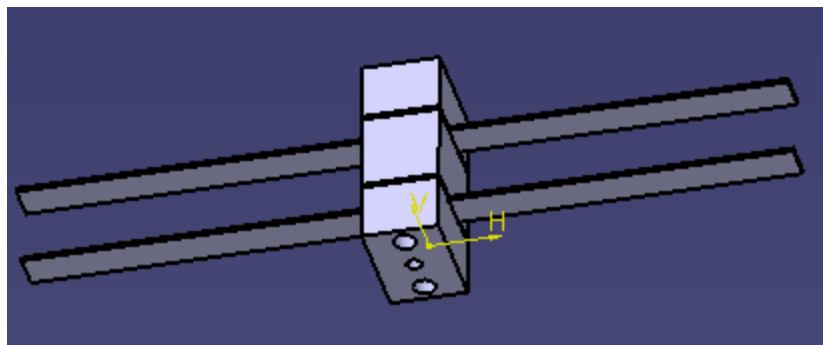


Fig.3.3: NES (deuxième DDL) en configuration de Duffing.

On a ajouté le NES *Fig.3.4* au système, avec des rainures de guidage *Fig.3.5* pour n'avoir que le déplacement horizontal.

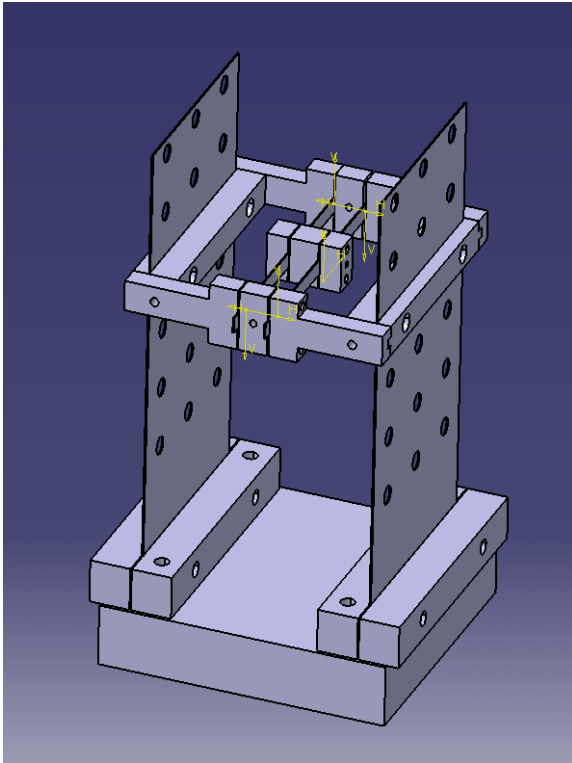


Fig.3.4:Nouveau système avec le NES ajouté.

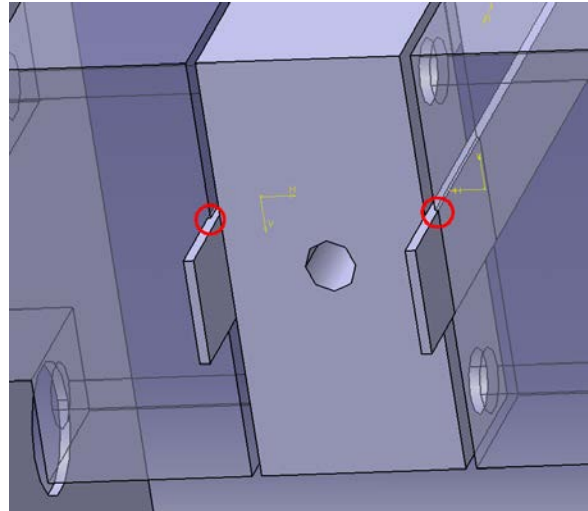


Fig.3.5:Détail de guidage de la lame.

Le système de précharge Fig.3.6 est composé de deux pièces cylindriques qui appuient les lames à chaque extrémité grâce à une vis et une rondelle Belleville, et produiront un flambage de ces dernières.

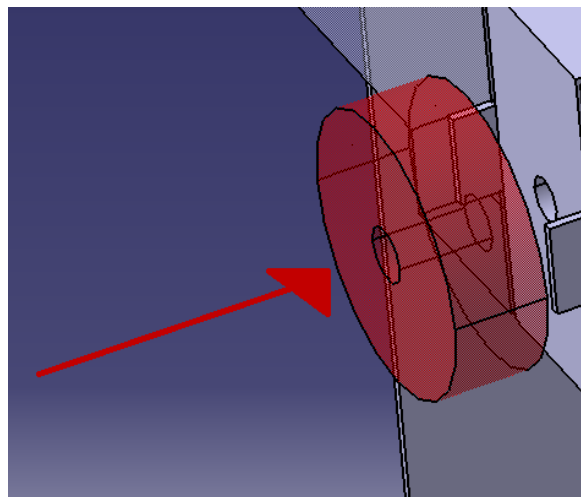


Fig.3.6 : Système de précharge

La possibilité du réglage du NES est montrée :

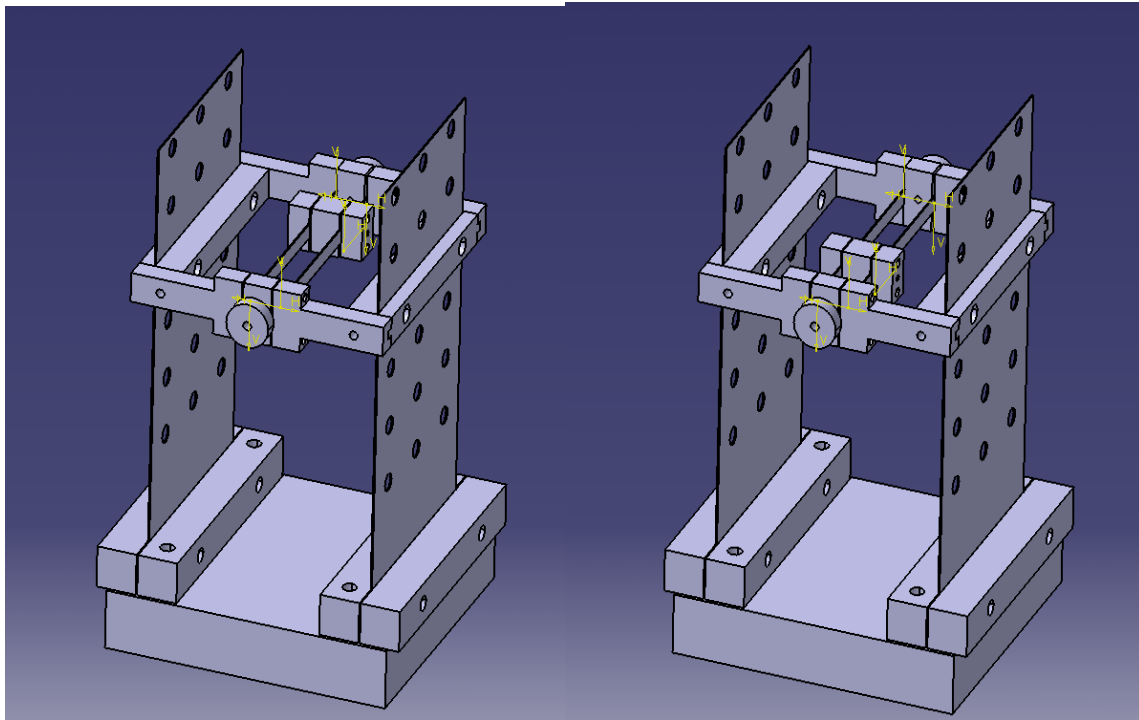


Fig.3.7: Réglage du NES

Aussi une possible solution pour les butées :

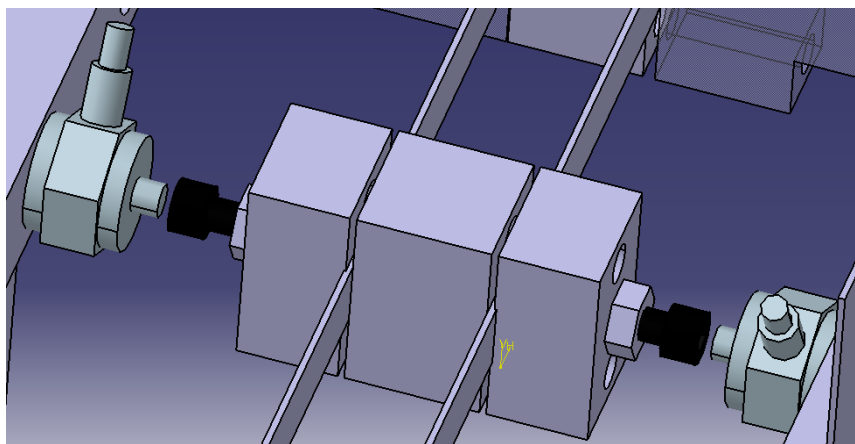


Fig.3.8: Butées et capteurs de force.

Le nouveau système a été fabriqué hors de ce projet et il est présenté à l'ANEXE B.

3.1.2.2 Etude analytique du premier mode (linéaire)

A l'aide du logiciel CATIA on peut mesurer les masses de chaque pièce de notre système. Avec ces masses et les dimensions de la modélisation on peut faire une étude analytique de la raideur et donc de la fréquence.

Pour le premier mode, les paramètres sont :

$M = 822g$: masse
 $L = 137.5mm$: longueur libre de la lame.
 $h = 1mm$: épaisseur de la lame.
 $b = 150mm$: largeur de la lame.

Le moment quadratique d'une section rectangulaire de lame de largeur b et d'épaisseur h est :

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Donc

$$I = 1.25 \text{ e} - 11 \text{ m}^4$$

La raideur en flexion d'une lame encastrée de longueur L fabriqué en acier ($E=210\text{GPa}$) est :

$$\frac{K}{2} = \frac{3EI}{L^3} = 3029.3 \text{ N/m}$$

Donc la laideur des lames parallèles :

$$K = 6058.6 \text{ N/m}$$

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} = 13.66 \text{ Hz}$$

La fréquence du premier mode est un peu plus grande qu'en observé dans les expériences précédentes.

3.1.2.3 Etude analytique de la fréquence d'antirésonance.

On suppose le NES Fig.3.3 bi-encastré pour étudier la fréquence d'antirésonance du système :

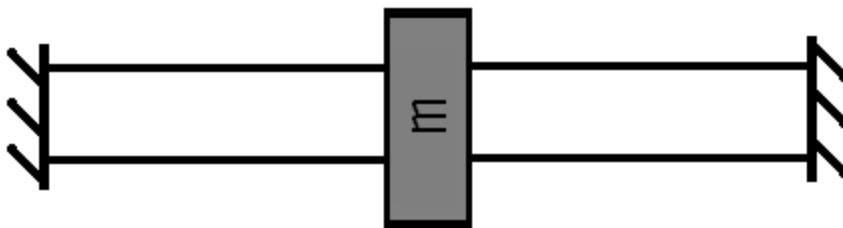


Fig.3.9: Schéma du NES bi-encastré.

Encore une fois à l'aide du logiciel CATIA on mesure les masses et les dimensions.

Les paramètres sont :

$M = 210g$: masse
 $l = 67mm$: longueur libre de la lame à chaque côté.
 $h = 0.5mm$: épaisseur de la lame.
 $b = 10mm$: largeur de la lame.

La raideur en flexion d'une lame bi-encastrée comme Fig.3.9 de longueur à chaque côté l et fabriqué en acier ($E=210GPa$) est :

$$\frac{P}{f} = k = \frac{24EI}{l^3}$$

Le moment quadratique d'une section rectangulaire de lame de largeur b et d'épaisseur h est :

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Donc :

$$I = 1.042e - 13 \text{ m}^4$$

Donc la raideur des deux lames :

$$K = 2k = 2 \cdot 1745.56 = 3491.12 \text{ N/m}$$

La fréquence d'antirésonance:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} = 20.52 \text{ Hz}$$

3.1.2.4 Etude numérique de la fréquence d'antirésonance.

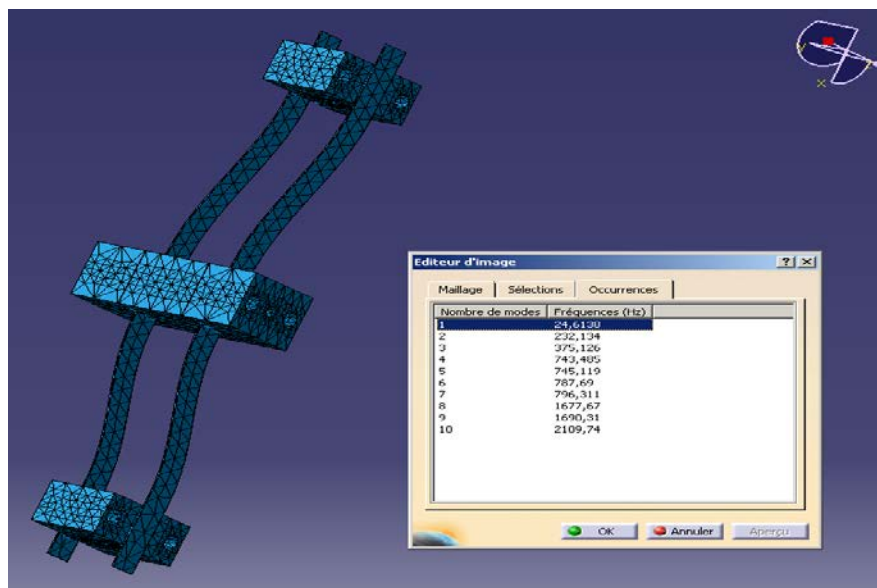


Fig.3.10: Première mode et tableau des fréquences propres.

On regarde qu'une analyse numérique avec éléments finis sur CATIA nous donne une fréquence d'antirésonance :

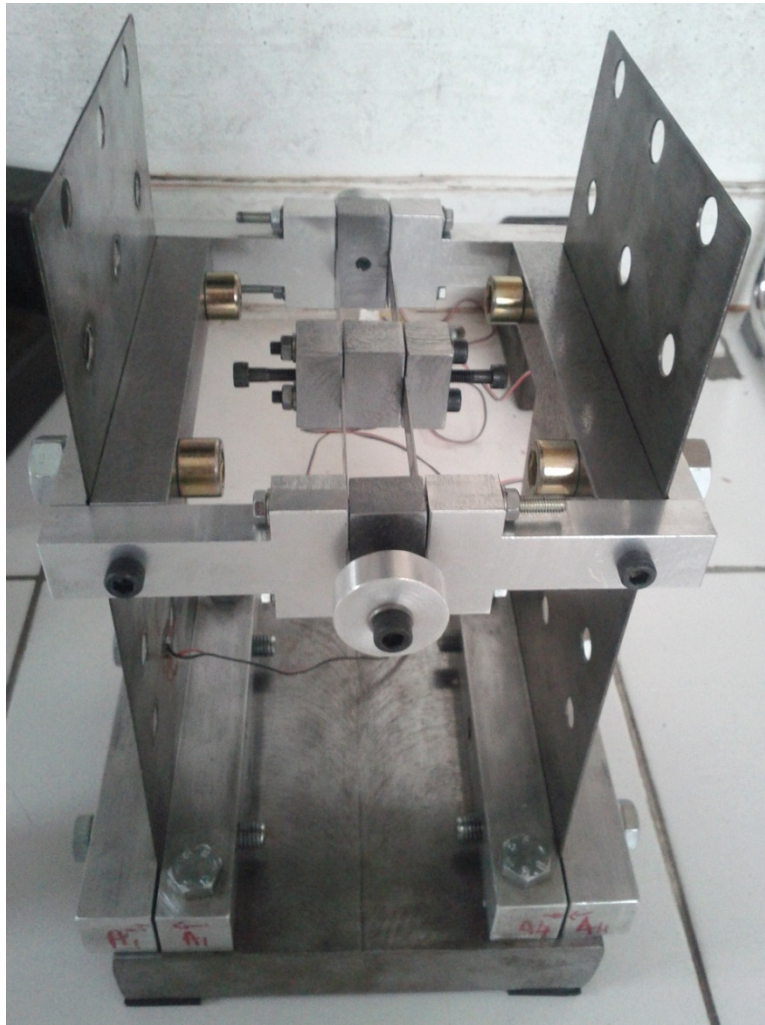
$$f_0 = 24.6138 \text{ Hz}$$

La différence entre cette fréquence et celle de l'étude analytique est acceptable dû aux possibilités de computation de l'ordinateur utilisé.

3.2 Application technique : Avion Fouga Magister.



ANEXE A. Schéma 3D du nouveau système.

ANEXE B. Configuration expérimentale du nouveau système.

REFERENCES

- [1]. Etienne Gourc, Guilhem Michon, Sebastien Seguy, Alain Berlioz *Experimental Investigation And Theoretical Analysis Of A Nonlinear Energy Sink Under Harmonic Forcing*, IDETC ASME Washington, no. DETC2011-48090, ed. ASME, 2011

- [2]. David Andersen, Xingyuan Wang, Yuli Starosvetsky, Kevin Remick, Alexander Vakakis, Mercedes Mane, Sean Hubbard, Lawrence Bergman *Damped Transition Of A Strongly Nonlinear System Of Coupled Oscillators Into A State Of Continuous Resonance Scattering*, IDETC ASME Washington, no. DETC2011-47950, ed. ASME, 2011

- [3]. Oleg V. Gendelman, Grigori Sigalov, Mercedes Mane, Lawrence A. Bergman, Alexander F. Vakakis, Leonid I. Manevitch *An Eccentric Rotator As A Novel Design Of A Nonlinear Energy Sink*, IDETC ASME Washington, no. DETC2011-47764, ed. ASME, 2011